

BEST AVAILABLE COPY

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-289537

(43)Date of publication of application : 19.10.2001

(51)Int.Cl.

F25B 41/06
F16K 17/04
F16K 31/68
F25B 1/00

(21)Application number : 2000-108531 (71)Applicant : MITSUBISHI HEAVY IND LTD

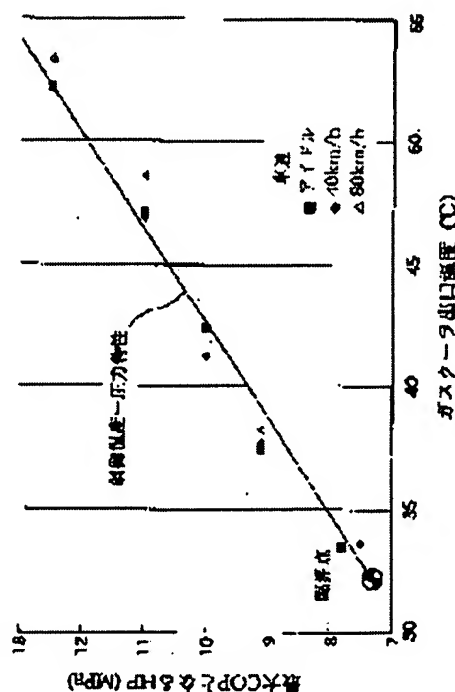
(22)Date of filing : 10.04.2000 (72)Inventor : ITAHANA TSUTOMU

(54) PRESSURE CONTROL VALVE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a pressure control valve which conventionally controls pressure of CO₂ as a refrigerant in a CO₂ cycle including an inter-cooler and which is, as an improvement according to the present invention, capable of operation of the CO₂ cycle at a high COP, compared with the prior art where there is not realized in a CO₂ cycle one operating at high COP by controlling control temperature-pressure characteristics.

SOLUTION: There are provided a temperature-pressure conversion mechanism, a pressure-force conversion mechanism, and a force-valve opening conversion mechanism. Each mechanism is actuated with gas cooler outlet temperature and inter-cooler outlet pressure. When an operation is carried out under the condition that CO₂ as a refrigerant is in a supercritical pressure range, an outlet side valve is throttled to control the pressure to the outlet pressure that becomes a maximum COP corresponding to the outlet temperature. Upon operation in a range lower than the supercritical pressure, the valve is fully opened to lower the outlet temperature and hence reduce the amount of work required for a compressor for assurance of the operation of the cycle at the high COP.



Hereby, when the refrigerant pressure is in the supercritical pressure zone there is ensured operation control where COP is made maximum with refrigerant pressure of the outlet pressure corresponding to the outlet side temperature, in the region less than the supercritical pressure, the pressure control valve is fully opened to ensure the operation control where condensation pressure is made higher than COP on thermal equilibrium of the present cycle.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2001-289537
(P2001-289537A)

(43)公開日 平成13年10月19日(2001. 10. 19)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーム(参考)
F 2 5 B 41/06		F 2 5 B 41/06	L 3 H 0 5 7
F 1 6 K 17/04		F 1 6 K 17/04	H 3 H 0 5 9
31/68		31/68	S
F 2 5 B 1/00	3 0 4	F 2 5 B 1/00	3 0 4 P
3 9 5			3 9 5 Z
審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 12 頁)			

(21)出願番号 特願2000-108531(P2000-108531)

(22)出願日 平成12年4月10日(2000. 4. 10)

(71)出願人 000006208

三菱重工業株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目6番1号

(72)発明者 板鼻 勉

名古屋市中村区岩塚町字高道1番地 三菱

重工業株式会社名古屋研究所内

(74)代理人 100069246

弁理士 石川 新 (外1名)

Fターム(参考) 3H057 AA02 BB01 CC05 DD05 EE07

FC05 FD19 HH01 HH11

3H059 AA03 BB01 CA11 CA13 CD05

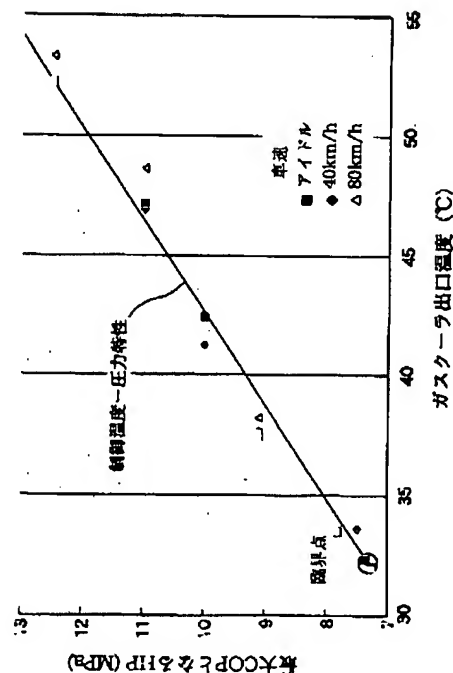
CD12 DD01 FF01 FF11

(54)【発明の名称】 圧力制御弁

(57)【要約】

【課題】 本発明は、インタクーラを設けたCO₂ サイクルで、冷媒としてのCO₂ の圧力を制御する圧力制御弁に関する。従来のCO₂ サイクルでは、制御温度-圧力特性を制御し高COPで運転するものは、これ迄実現していなかった。本発明は、高COPでCO₂ サイクルの運転ができる圧力制御弁の提供を課題とする。

【解決手段】 温度-圧力変換機構、圧力-力変換機構、力-弁開度変換機構が設けられ、ガスクーラ出口温度とインタクーラ出口圧力とで各機構を作動させ、冷媒のCO₂ が超臨界圧力域の運転時には、出口側弁を絞り、出口温度に対応して最高COPになる出口圧力に制御し、超臨界圧力以下域の運転時には、弁を全開にし出口圧力を低くし、圧縮機に要する仕事を小さくし高COPでのサイクルの運転を可能にした。これにより、冷媒圧力が超臨界圧力域では、出口側温度に対応した出口圧力の冷媒圧力で、COPを最高にする運転制御ができ、臨界圧力以下域では、圧力制御弁を全開にし凝縮圧力を当該サイクルの熱的平衡上COPを高くした運転制御ができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 二酸化炭素を冷媒として使用し、前記冷媒の超臨界圧力及び臨界圧力以下で作動させるようにした蒸気圧縮式冷凍機サイクルを高COPで運転させるために、インタクーラの下流側に設置するようにした圧力制御弁において、温度-圧力変換機構、圧力-力変換機構、および力-弁開度変換機構が設けられ、検出された前記インタクーラの上流側に設置されたガスクーラの出口温度と前記インタクーラの出口圧力とにより前記各機構を作動させ、前記出口温度と出口圧力とから前記冷媒が超臨界圧力域にあるときには、前記ガスクーラの出口側の弁を絞って、前記出口圧力を前記出口温度に対応して最高COPが得られる圧力に制御するとともに、前記超臨界圧力以下域にあるときには、前記弁を絞らずに前記出口圧力を低くすることにより、COPを高めた運転ができるようにしたことを特徴とする圧力制御弁。

【請求項2】 前記圧力制御弁が外部からの指令により前記出口圧力を制御し、前記冷媒の制御温度-圧力特性を前記蒸気圧縮式冷凍機サイクル固有の特性に合わせて変更し、COPを高めた運転ができるようにしたことを特徴とする請求項1の圧力制御弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、二酸化炭素を冷媒とし、冷媒の超臨界圧力及び臨界圧力以下で作動させるようにした蒸気圧縮式冷凍サイクルを効率良く運転させるために、ガスクーラ出口温度とインタクーラ出口圧力とを制御する手段を具えた圧力制御弁に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、蒸気圧縮式冷凍サイクルの冷媒としては、各種のフロンが使用されてきたが、環境面の規制からフロンに代って、近年二酸化炭素（以下、CO₂という）を冷媒とする蒸気圧縮式冷凍サイクル（以下、CO₂サイクルという。）が使用されるようになってきている。この冷媒にCO₂を使用したCO₂サイクルの作動は、原理的にはフロンを冷媒として使用した従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルと同じである。

【0003】図7はCO₂を冷媒として使用するようにしたCO₂サイクルの構成を示すブロック図である。図に示すように、CO₂サイクルは圧縮機11、ガスクーラ12、高圧制御弁13、膨張弁14、蒸発器15、およびインタクーラ16からなる各コンポーネントによって構成されている。このCO₂サイクルの各コンポーネントにおける、CO₂からなる冷媒の状態を、図8に示すCO₂モリエル線図上のa、b、c、d、e、fの各点で示す。

【0004】すなわち、圧縮機11で気相状態のCO₂を圧縮することにより、常温、低圧のaの状態から高温、高圧の気相のbの状態になり、このCO₂をガスクーラ12で放熱冷却することにより、bの状態から高

圧、低温のcの状態に冷却される。

【0005】cの状態に冷却されたCO₂は、後述するインタクーラ16に導入された蒸発器15からのCO₂とガスクーラ12出口側のCO₂との熱交換により、さらに低温化されたdの状態にまで、冷却される。また、dの状態に冷却された高圧のCO₂は、高圧制御弁13と膨張弁14により減圧することにより、dの気相状態から気液2相の0℃、低圧のeの状態となる。

【0006】さらに、減圧により気液2相のeの状態になったCO₂を蒸発器15で蒸発させることにより、蒸発時に冷熱が蒸発するCO₂に奪われることにより、CO₂は0℃、高エンタルピのfの状態になる。また、fの状態のCO₂は、インタクーラ16で、前述したように、ガスクーラ12出口側のCO₂と蒸発器15出口側CO₂との熱交換により、cの状態のCO₂をdの状態にまで冷却することにより加熱され、前述したaの状態となって圧縮機11に吸入される。なお、CO₂は、圧力が飽和液圧力、すなわち、dの状態とeの状態とを結ぶ線分と飽和液線との交点gの圧力を下回るときから、気相状態から気液2相状態に相変化する。

【0007】しかし、CO₂サイクルで冷媒として使用されるCO₂は、図8から明らかなように、臨界温度が31℃と従来の蒸気圧縮式冷凍サイクルに使用されていた、各種のフロンの臨界温度（例えば、R134aでは101.1℃）と比べ低いので、夏場等ではガスクーラ12側でのCO₂温度がCO₂の臨界温度より高くなると、ガスクーラ12出口側においてもCO₂は凝縮することはない。また、ガスクーラ12出口側のcの状態は、圧縮機11の吐出圧力（ガスクーラ出口側圧力）とガスクーラ12出口側でのCO₂温度で決定される。このうち、ガスクーラ12出口側のCO₂温度は、外気温度とガスクーラ12の能力とによって決まり、しかも、外気温度は制御できないために、ガスクーラ12出口側CO₂温度は、実質的には制御できないことになる。

【0008】したがって、ガスクーラ12出口側のc点の状態は、圧縮機11の吐出圧力、すなわち、ガスクーラ12の出口側圧力を制御することにより制御せざるを得ない。つまり、夏場等の外気温度が高い場合に、十分な冷却能力（エンタルピ差）を確保するためには、図8のc点で示したような圧力、例えば、CO₂温度40℃の場合、40℃等温線上の10MPaの点にまで、ガスクーラ12出口圧力を高くする必要がある。ちなみに、インタクーラ16の役割は、ガスクーラ12出口側のCO₂のc点状態を更に冷却することにより、蒸発器15で有効に利用出来るエンタルピ差の増大を図り、冷却能力を大きくするものであり、換言すれば、f点とc点のエンタルピ差をf点とe点のエンタルピ差に増大することにある。

【0009】しかし、ガスクーラ12出口圧力を高くするためには、前述したように、圧縮機11出口圧力を高

くしなければならず、圧縮機の圧縮仕事、すなわち、b点の状態とa点の状態の差であるエンタルピー差が増大する。したがって、f点状態とe点状態の差である蒸発過程のエンタルピー差の変化量の増加量よりも、前述した圧縮仕事のエンタルピー差の変化量が大きい場合には、 CO_2 サイクルの成績係数COPである「f点とe点の差」/「b点とa点の差」が悪化することになる。

【0010】つまり、それぞれのガスクーラ12出口側 CO_2 温度に対しては、COPが最大となるガスクーラ12の出口側圧力、換言すれば、圧縮機11出口圧力が存在する。

【0011】以上のように、 CO_2 サイクルを効率良く運転するには、ガスクーラ12出口側温度に対して、最大COPとなる圧力に制御する圧力制御手段が必要となってくる。このように、超臨界域で作動する蒸気圧縮式冷凍サイクルを効率良く運転するように、ガスクーラ12出口側温度とガスクーラ12出口側圧力とを制御するものとしては、特開平9-264622号「圧力制御弁と蒸気圧縮式冷凍サイクル」による圧力制御弁が提案されている。

【0012】この特開平9-264622号により提案されている圧力制御弁の断面図を図9に示す。図に示すように、この提案の圧力制御弁10はガスクーラ12出口側配管17の途中に自動制御弁機構18を設け、内部に0℃での飽和液密度から臨界点における飽和液密度に至る範囲の密度で封入された冷媒により、ガスクーラ12出口側 CO_2 圧力を上述した最適値に制御しようとするものである。

【0013】すなわち、ガスクーラ出口配管17の途中には、自動制御弁機構18が介装され、自動制御弁機構18を構成する弁カバー19とダイアフラム20とで密閉された密閉空間21内には、冷媒が弁口22が閉じた状態の密閉空間21内体積に対して、冷媒の温度が0℃での飽和液密度から冷媒の臨界点での飽和液密度に至る範囲の密度で封入されている。これにより、ガスクーラ12の出口側圧力と出口側温度とは、ほぼ最適制御線 η_{\max} 上に沿って制御され、したがって、超臨界域においても CO_2 サイクルを効率良く運転させることができる」と説明されている。

【0014】なお、同図において、23はハウジング、24は隔壁部、25はハウジング23に穿設された連通路、26は密閉空間21内の冷媒の体積変化により上下動し、下端に設けた弁部27で弁口22の開閉度を制御する弁体、28は弁体26の上下動の力を制御するスプリングである。

【0015】しかしながら、特開平9-264622号で提案された自動制御弁機構18を設けるようにした圧力制御弁10は、対象としている CO_2 サイクルが、図7に示すような、インタクーラ16の設置が考慮されていないサイクルを対象としており、上述したように、ガ

スクーラ12により放熱され、bの状態からcの状態にまで冷却されたガスクーラ12の出口側の CO_2 を更に冷却し、蒸発器で有効に利用できるエントロピー差の増大を図り、冷却能力の増強ができるようにするために、より実用性の高い CO_2 サイクルにするためのインタクーラ16を備えたものには、適用できるようにはされていない。

【0016】このため、COPを大きくするためにインタクーラ16を用いるようにした CO_2 サイクルでは、図7に示したようなインタクーラ16出口側に、図9で示すような圧力制御弁10を配置した上でその圧力制御弁10が、ガスクーラ12出口の CO_2 温度を遠隔検出し、その温度に対応した最適圧力に制御する必要が生じてくる。

【0017】従って、特開平9-264622号に示された圧力制御弁10は、上述したように、ガスクーラ12出口側配管17内に格納されており、インタクーラ16の出口側に設けられる圧力制御弁のように、ガスクーラ出口温度を遠隔検出することが出来ず、COPを大きくするインタクーラ16を備えた CO_2 サイクルへの適用は出来ない。

【0018】また、特開平9-264622号に提案された圧力制御弁では臨界圧力以下において、密閉空間21内に封入した冷媒の温度-圧力特性が飽和液線に沿うため、約10℃の過冷却を有する状態に制御するとし、その説明のなかで過冷却度を1~10℃とすることが望ましいとの説明がなされているが、その根拠は理論的に不明解のものと云わざるを得ないものである。すなわち、臨界圧力以下では、従来のフロンを用いた冷凍サイクルと同様ガスクーラ12の能力が大きく、過冷却度が大きいほどCOPは大きくなる。よって、 CO_2 サイクルにおいては、超臨界圧力域では上記のガスクーラ12の CO_2 温度に対応した最高COPを得る圧力に制御し、臨界圧力以下ではガスクーラ12出口を絞らず全開にして、圧縮機11吐出圧力を低くすることが望ましい。

【0019】これに対して、特開平9-264622号で提案された圧力制御弁10では、臨界圧力以下でもガスクーラ12出口圧力を、その凝縮圧力よりも高く制御しておりCOPを低下させるものとなっている。さらに、特開平9-264622号で提案されている圧力制御弁10では、自動制御弁機構を構成する弁カバー19とダイアフラム20とで構成する密閉空間21に、0℃での飽和液密度から臨界点での液密度までの間の CO_2 を封入するようにしている。

【0020】この CO_2 の封入は、自動弁単体の製造過程で行なわねばならず、この時の CO_2 を封入した密閉空間21とダイアフラム20を挟んだ反対側空間とは、大気圧が作用するため弁単体での保管時、特に、夏場等封入した CO_2 が臨界圧を越える時には、ダイアフラム

20には大きな差圧、すなわち、大きな荷重が加わることになる。このため、この荷重を保持する強度を保つためには、ダイヤフラム20を厚くせざるを得ず、このためにダイヤフラム20の本来の目的である、差圧に応じた力を発生するという、いわゆる差圧-力変換要素としての機能が低下し、その結果として木目細かな動作特性が得られないという不具合がある。

【0021】

【発明が解決しようとする課題】本発明は、既に特開平9-264622号にて提案されている上述した圧力制御弁の不具合を解消して、蒸発器で有効に利用できるエントロピー差の増大を図るため、インタクーラを設けるようなしたCO₂ サイクルのインタクーラの出口側に設置され、しかも、インタクーラの上流側に設置されたガスクーラの出口温度を遠隔検出し、インタクーラを設けたCO₂ サイクルにおいて、超臨界圧力域ではガスクーラ出口側のCO₂ 温度に対応した最高COPを得る圧力に制御し、臨界圧力以下ではガスクーラ出口を絞らず全開にして圧縮機吐出圧力を低くし、ガスクーラの出口側温度とインタクーラの出口側圧力とは、ほぼ最適制御線 η_{max} に沿って制御され、したがって、超臨界圧力域、臨界圧力以下域においても、CO₂ サイクルを効率良く運転させることができるようにした、圧力制御弁を提供することを課題とする。

【0022】

【課題を解決するための手段】このため、本発明の圧力制御弁は、次の手段とした。

【0023】(1) 温度-圧力変換機構、圧力-力変換機構、および力-弁開度変換機構が設けられ、検出されたインタクーラの上流側に設置されたガスクーラの出口温度とインタクーラの出口圧力とにより上述の各機構を動作させ、出口温度と出口圧力とから冷媒が超臨界圧力域にあるときの運転においては、ガスクーラの出口側の弁を絞って、インタクーラの出口圧力をガスクーラの出口温度に対応した最高COPが得られる圧力に制御し、超臨界圧力以下域であるときの運転においては、弁を絞らずに全開にして、インタクーラの出口圧力を低くして、圧縮機駆動によるエンタルピー増大を少なくし、COPを高めた運転ができるようにした。

【0024】(a) 上述(1)の手段により、インタクーラの出口側のCO₂ 冷媒圧力が超臨界圧力域にあるときには、ガスクーラ出口側の温度を検出し、この温度に対応したインタクーラの出口圧力制御により、インタクーラの出口側のCO₂ 冷媒圧力を、蒸気圧縮式冷凍機サイクルの成績係数COPが最高になるように運転制御でき、また、インタクーラの出口側のCO₂ 冷媒圧力が超臨界圧力以下域であるときには、圧力制御弁を全開にし凝縮圧力を当該サイクルの熱的平衡で決定されるインタクーラの出口側のCO₂ 圧力、すなわち、COPが当該サイクルにおいて最高となる圧力になるように運転制御す

ることができる。

【0025】また、温度-圧力変換機構においてガスクーラ出口側の温度を検出するために、感温筒を使用するようにすれば、感温筒内部に封入される検出媒体としてのCO₂ 圧力は、圧力式サーモスタット、温度式自動膨張弁で採用している加熱域で使用されるCO₂ 圧力にすることができるため、特段に高強度の封入強度にする必要がないため、温度-圧力変換機構は感度の高いものにでき、ひいては、圧力-力変換機構、および力-弁開度変換機構における差圧-弁開度変換特性を優れたものにでき、木目細かな制御ができるとともに、安価に製造できるようにする。

【0026】また、本発明の圧力制御弁は、前述(1)の手段に加え、次の手段にした。

【0027】(2) 圧力制御弁が外部からの指令によりインタクーラの出口側のCO₂ 圧力を制御し、冷媒であるCO₂ の制御温度-圧力特性を、製品によっては変わる蒸気圧縮式冷凍機サイクル固有の特性に合わせて変えた運転ができ、よりCOPを高めた蒸気圧縮式冷凍機の運転ができるようにした。

【0028】(b) 上述(2)の手段により、上述(a)に加えて、蒸気圧縮式冷凍機サイクルの成績係数であるCOPが常に当該サイクルにおいて最大となる、インタクーラの出口圧力は前述(1)の手段が、経済的見地から制御温度-圧力特性として非線型のものを使用せざるを得ないが、この本発明の圧力制御弁では、外部からの指令により、制御温度-圧力特性を自在に変更できるので、製品によってはバラツキのある圧縮機の効率特性を圧縮機の固有の特性に合わせて運転することができ、製品によってバラツキがある蒸気圧縮式冷凍機固有の特性においても、COPを最大にするインタクーラの出口圧力制御が可能になり、より一層COPを高めることが可能になる。

【0029】

【発明の実施の形態】以下、本発明の圧力制御弁の実施の一形態を図面にもとづき説明する。なお、図面において前述した図7ないし図9で示したものと同一若しくは類似のものには同一符号を付して説明は極力省略する。図1は、本発明の圧力制御弁の圧力制御に制御温度-圧力特性において、ガスクーラ出口温度に対して最大COPとなる最適圧力が存在することを示すため、車載蒸気圧縮式冷凍機について行った実験的事実を示す図であり、実用サイクルにおけるガスクーラ12出口側CO₂ 温度に対応するCOPが最大となる圧力特性の例を示す図である。

【0030】この図に示されるように、実用サイクルでのガスクーラ12出口側CO₂ 温度に対するCOPが最大となる高圧圧力は、圧縮機11の効率等により変化した実線で示す理論値とは一致しない。また、圧縮機11の効率は圧縮機11の回転数によっても変化するため、カ

ーエアコン等の可変速駆動圧縮機を搭載したCO₂ サイクルでは、車両走行状態により制御温度－圧力特性は変動し続けていることになる。

【0031】次に、本発明の圧力制御弁の実施の第1形態として、特に、経済的見地からガスクーラ出口側CO₂ 温度だけにより、制御目標高圧圧力を決定するようにした場合の圧力制御弁としての高圧制御弁について述べる。図2は、この本発明の実施の第1形態としての高圧制御弁の断面構造を示す図である。この高圧制御弁50のCO₂ サイクル中の設置位置は、前述した図7にて説明した従来の高圧制御弁13と同じ位置に設けられ、制御目的も従来の高圧制御弁13で説明したものと同様であるので説明を省略する。

【0032】しかしながら、本実施の形態の高圧制御弁50は、高圧制御弁13とは異り、温度－圧力変換機構及び圧力－力変換機構並びに「カー弁開度変換機構」で構成されている。このうち、温度－圧力変換機構は、有効受圧面積Aのダイヤフラム54、感温筒56、キャピラリーチューブ57、アッパキャップ58で構成される密閉空間S₁、密閉空間に過熱状態にして封入された検出媒体としてのCO₂ ガス、および、感温筒56内に詰め込まれた活性炭55からなる。

【0033】また、圧力－力変換機構は、空間S₁ 内のCO₂ ガスの圧力とボディ50aと有効受圧面積aを有するベローズ53、および前述したダイヤフラム54にて構成された空間S₂ の圧力とからなり、通常は均圧穴60を介して作用する大気圧との圧力差で発生するベローズ53の外側の空間S₂ にかかる力と、ベローズ53の内側にかかるCO₂ ガスからなる冷媒圧力と空間S₂ の大気圧との圧力差で発生する力、及びスプリング52の圧縮力がリテーナ59に作用する構造にしてある。

【0034】さらに、カー弁開度変換機構は、圧力－力変換機構で発生した力とスプリング52の圧縮歪みによる反力とで決定される変位位置により、弁体51とボディ50aの下端に穿設された出口穴との隙間、すなわち弁開度dを決定するようにしている。

【0035】また、温度－圧力変換機構における感温筒56内に封入されたCO₂ ガスの温度と圧力は、図3に示す感温筒内の温度－圧力特性のものにされている。すなわち、上述したように、感温筒56内には活性炭55が詰め込まれており、この活性炭55は公知のようにCO₂ ガスには吸着作用があり、しかも、その吸着量は活性炭55の温度と概略反比例する。

【0036】従って、上述した温度－圧力変換機構で説明した空間S₁ 内圧力は、初期に封入された過熱CO₂ ガス封入量と活性炭55の吸着量の割合で決定されることになる。すなわち、上述したように、活性炭55の過熱CO₂ ガス吸着量がガスクーラ12出口温度に反比例

するため、密閉空間S₁ 内圧力は活性炭55の温度に概略比例することになる。

【0037】従って、図3に示した、空間内過熱CO₂ ガスの温度－圧力特性の勾配は、密閉空間S₁ 容積と活性炭55のCO₂ ガス吸着割合で決定されることになる。すなわち、活性炭55、換言すれば、吸着剤封入量Gが大きくなれば、吸着剤によるCO₂ ガスの吸脱着量の変化量が大きくなり、特性線の勾配は感温筒温度の変化に対して大きな圧力変化を起す、温度に対する空間S₁ 圧力の変化割合が大きくなり、実線上方の点線で示す特性線に変化する。

【0038】また、キャピラリーを含む空間S₁ 及び感温筒56の容積Vが大きくなれば、 $PV = G \cdot R \cdot T$ の関係により、温度変化に対する感温筒56内の圧力Pの変化は小さくなり、特性線の勾配は小となりガスクーラ12出口温度、すなわち、感温筒温度Tに対する密閉空間S₁ の圧力Pの変化割合は小さくなり、密閉空間S₁ である感温筒内圧力は、実線下方の点線で示す特性線に変化する。更に、感温筒56内の圧力値は、初期の過熱CO₂ 封入圧力により決定される。

【0039】このように、本実施の形態の圧力制御弁の温度－圧力変換機構の特性は、圧力と圧力変化率を調整出来る線形特性を有するものにすることができる。なお、本実施の形態による高圧制御弁50では、この圧力を0.4MPa近辺の圧力とすることにより、ダイヤフラム54には大きな強度が不要になり薄くでき、差圧による変位が精度良く生じ目細かな制御が可能となる。このように本実施の形態の圧力制御弁50は、上述した機構からなるので、以下の作用、効果を奏する。

【0040】従来の高圧制御弁13に代えて、前述の構成にされた高圧制御弁50は、高圧制御弁13と同じようにインタクーラ16の出口に設置され、インタクーラ16出口の圧力を検出し、感温筒56はガスクーラ12出口に設置され、ガスクーラ出口のCO₂ 冷媒の温度を検出する。ダイヤフラム54には、ガスクーラ12出口温度により変動する感温筒56内CO₂ の圧力と大気圧との差圧が加えられ、ベローズ53の内部にはインタクーラ16出口の冷媒としてのCO₂ の圧力が加えられ、外部には均圧穴60で連通する大気圧が加えられている。

【0041】従って、弁体51の上下作動によって出口穴61に形成される弁開度dは、感温筒56内のCO₂ 圧力、ベローズ53内CO₂ 圧力によって生ずる力とスプリング52圧縮力の釣り合いで概略決定され、力の釣り合いは数1で示ようになる。

【0042】

【数1】

$$P_1 \cdot A = P_2 \cdot a + k(d_0 - d)$$

ここで P_1 : 感温筒内 CO_2 ガス圧力

P_2 : インタクーラ出口 CO_2 ガス圧 (高圧制御弁の
入り口圧力、ガスクーラ出口圧力に等しい)

A : ダイアフラムの有効受圧面積

a : ベローズの有効受圧面積

k : スプリングのばね常数

d_0 : 弁開度ゼロにおけるスプリングの圧縮量

d : 弁開度 (スプリングの弁開度に対応する圧縮量)

【0043】また、感温筒56内の CO_2 は活性炭55 感温筒56の温度 T_g に比例するものとなる。

で吸着され、しかも、その吸着量は活性炭55の温度に
概略反比例するため、感温筒56内、すなわち密閉空間
 S_1 内の CO_2 ガス圧力 P_1 は数2で示すように、概略

【0044】

【数2】

$$P_1 = c T_g + b$$

c : 感温筒へ封入する活性炭量と空間容積で決定され
る温度-圧力変換係数

T_g : 感温筒温度 (ガスクーラ出口 CO_2 温度に等しい)

b : 感温筒へ封入する過熱 CO_2 ガスの圧力で決定さ
れる常数

【0045】数1および数2より、弁開度 d は数3で示
されるものになり、数3から明らかなように、感温筒温
度 T_g が一定条件において、インタクーラ16出口圧力
 P_2 が上昇すると、弁開度 d は比例的に増大し、下降す
ると減少し、ガスクーラ出口圧力 P_2 を予めスプリング
で設定された弁開度ゼロにおける圧縮量である、所定の
圧力範囲内に制御することができる。また、ガスクーラ

出口 CO_2 温度 T_g が上昇すると、弁開度 d は比例的に
減少し、下降すると増大し、インタクーラ16出口圧力
 P_2 の制御目標値を温度上昇時は高く、温度下降時は低
くシフトさせることができる。

【0046】

【数3】

$$d = (P_2 \cdot a - P_1 \cdot A + k d_0) / k$$

$$= (P_2 \cdot a - c T_g \cdot A - b A + k d_0) / k$$

【0047】この結果、本実施の形態の高圧制御弁50
は、ガスクーラ出口温度 T_g とガスクーラ出口 CO_2 圧
力 P_2 とを比例関係に制御できるようになる。

【0048】次に、図4は高圧制御弁の制御温度-圧力
特性を示すモリエル線図、図5は圧力制御弁の制御温度
-圧力特性と CO_2 の飽和蒸気特性との関係である。図
4は図2に示した高圧制御弁50の制御特性をもとに、
本実施の形態による高圧制御弁50による制御温度-圧
力特性を示した CO_2 のモリエル線図であり、図1に示
した制御温度-圧力特性は非線型になるが、本実施の形
態の説明では経済的見地からこれを直接近似した特性と
して、使用するようにしている。

【0049】図4から本実施の形態による高圧制御弁50
は、以下に示す制御を行なうことができる。

【0050】イ) 臨界温度以上になると、図に示すよう
に T = 一定の特性線は、飽和液線及び飽和蒸気線と一切
交わらないので、圧力は温度によって一義的には決まら
ず、したがって、運転圧力を適切に決める必要がある。

【0051】ロ) また、この圧力は、COP (成績係

数) が最大になる様に決める。これを、本実施の形態の
高圧制御弁50では可能にすることができる。

【0052】ハ) また、COP_{max} の高圧は、図中太線
で示す制御温度-圧力特性で決まる圧力で決まり、これ
は結果的に T = 一定の特性線の変曲点近傍の圧力にな
る。

【0053】また、図5に示すように、高圧制御弁50
は実線のごとく温度に対応して決まる圧力になる様に制
御するが、臨界温度以下の温度では圧力は飽和圧力で決
まってしまう。従って、この場合高圧制御弁50は、圧
力が高くなる方向には制限を加えないので、点線で決ま
る飽和圧力を実現するのに障害になる事はない。つま
り、制御温度-圧力特性線は、臨界温度以下では飽和圧
力特性の下方に来る様決定するのが特徴である。

【0054】(1) 従って、ガスクーラ12出口側 CO_2
温度に対して、超臨界域においては、図5に示すよう
に、インタクーラ16出口側圧力を制御特性に示された
圧力に保つ。

【0055】(2) また、ガスクーラ12出口側圧力が

臨界圧力以下の領域では、高圧制御弁50の制御目標値がCO₂の飽和蒸気圧力を下回るため、臨界圧力以下の領域では、高圧制御弁は説明したメカニズムにより全開され、図5の点線で示す圧力に保持される。

【0056】以上説明した構造、作用により本実施の形態の圧力制御弁は以下の効果を得ることができる。インタクーラ16出口側CO₂冷媒の圧力が超臨界域にある場合は、インタクーラ16出口に設置された高圧制御弁50により、別途配置されたガスクーラ12出口側CO₂冷媒の温度を検出し、インタクーラ出口側のCO₂冷媒圧力をCOPが最高となるように制御できる。

【0057】また、インタクーラ16出口側CO₂冷媒圧力が臨界圧力以下の領域では高圧制御弁50は全開とし、凝縮圧力を該当サイクルの熱的平衡で決定されるインタクーラ16出口側CO₂圧力、すなわち、COPが最高となる圧力とする事が出来る。高圧制御弁50の感温筒56内に封入するCO₂圧力は、現在圧力式サーモスタット、温度式自動膨張弁で採用している過熱域のCO₂ガス圧力と同等のものであるため、ダイヤフラム20は、特段の高強度は必要とせず差圧-力変換特性に優れ、木目細かな制御が安価にできる。

【0058】次に、図6は本発明の圧力制御弁の実施の第2形態としてのデマンド式高圧制御弁の断面構造を示す図である。図に示すように、本実施の形態のデマンド式高圧制御弁61は、実施の第1形態で示した高圧制御弁50に外部からの指令により、制御温度-圧力特性を変更する機構を付加した点のみが異なる。なお、図6において図2に示した実施の第1形態の高圧制御弁50と同一または同等の役割を果たす部品、部材には、図2に付した特番と同一番号を付けその部品、部材の説明は省略した。

【0059】まず、本実施の形態のデマンド式高圧制御弁61の外部指令により制御温度-圧力特性を変更する機構について説明する。図に示すように、ボディ62の内部には、回転可能でかつ軸方向には拘束された調整リング63が挿入されている。この調整リング63の内周には雌ネジ64が形成されており、さらに、調整リング63下部外周の一部にはウォーム歯車65が形成されている。調整リング63の雌ネジ64にはセットスクリュー66がねじ込まれており、このセットスクリュー66によりスプリング52を支えている。

【0060】また、セットスクリュー66の一部には下端部がボディ62の底面に固着された回り止め67が隙間をもって貫通しており、セットスクリュー66の回転を防止し、かつボディ62の軸方向には移動可能としている。外部指令により動作するデバイスとして、ステッピングモータ68がボディ62内に組み込まれている。

【0061】なお、このステッピングモータ68は公知のものを採用しているので詳細説明は省略するが、このステッピングモータ68は、ステータ69、ロータ70、軸受け71から構成されており、ロータ70の先端

にはオームギャ72が設けられており、前述した調整リング63外周下部に設けたウォーム歯車65と噛み合わされている。

【0062】本実施の形態の圧力制御弁としてのデマンド高圧制御弁61は、上述の構成にされているので、ステッピングモータ68を回転させることにより、ウォームギャ72を介して調整リング63が回転し、調整リング63の内周面に設けた雌ネジ64と噛み合わされたセットスクリュー66が軸方向に移動し、スプリング52の圧縮長さを変化させることが出来る。

【0063】これにより、デマンド高圧制御弁61の力の釣り合いを示す数1より、インタクーラ16出口CO₂ガス圧力P₂は、数4で示すように得られる。

【0064】

【数4】

$$P_2 = (P_1 \cdot A/a) + k(d_0 - d)/a$$

【0065】このように、スプリング52の圧縮長さを変えることは、数4における弁開度ゼロにおけるスプリングの圧縮量d₀を変更するのと同じであり、P₂の制御目標値を変更することができる。また、ステッピングモータ68の回転位置の制御には、特段の制約はなく、CO₂サイクルの特性に合わせて、任意にP₂を設定することができる。

【0066】これにより、本実施の形態のデマンド式高圧制御弁61では次の効果を得ることができる。すなわち、CO₂サイクルの成績係数であるCOPが最大となるインタクーラ16出口圧力は、図1に示したように、ガスクーラ出口温度に対して厳密には非線型であり、しかも、これは使用する圧縮機11の効率特性によっても異なるため、製品ごとに固有な特性である。

【0067】実施の第1形態においては、前述したように、主に経済的なメリットから制御特性を線形としたが、本実施の形態では制御特性を自在に変化させることができることにより、製品固有の特性での圧力制御が可能となり、より一層CO₂サイクルの成績係数であるCOPを高めることが可能となる。

【0068】なお、本実施の形態の圧力制御弁としてのデマンド式高圧制御弁61は、外部指令により制御目標値を変更するデバイスとしてステッピングモータ68を例示したが、ステッピングモータ68に限定する必要はなく、その他の種類のデバイスでも可能であり、要するに外部からの指示により制御目標値を任意に変更することが可能なものであれば良い。

【0069】

【発明の効果】以上説明したように、本発明の圧力制御弁は、温度-圧力変換機構、圧力-力変換機構、カー弁開度変換機構が設けられ、検出されたガスクーラの出口温度とインタクーラの出口圧力とで上記各機構を作動させ、CO₂からなる冷媒が超臨界圧力域での運転時に

は、ガスクーラの出口側弁を絞り、出口圧力を出口温度に対応して最高COPになる圧力に制御し、超臨界圧力以下域での運転時には、弁を全開にし出口圧力を低くして、圧縮機駆動のエンタルピー増大を低減し、高COPでの蒸気圧縮式冷凍機サイクルの運転を可能にした。

【0070】これにより、インタクーラ出口側のCO₂冷媒圧力が超臨界圧力域では、ガスクーラ出口側温度を検出し、この温度に対応した出口圧力制御により出口側CO₂冷媒圧力を、サイクルの成績係数COPが最高になるよう運転制御でき、また、出口側のCO₂冷媒圧力が超臨界圧力以下域では、圧力制御弁を全開にし、凝縮圧力を当該サイクルの熱的平衡で決定されるCOPが最高となる圧力で運転制御できるようになる。

【0071】また、本発明の圧力制御弁は、圧力制御弁が外部からの指令により出口圧力を制御し、冷媒の制御温度-圧力特性が製品によっては変わる蒸気圧縮式冷凍機を、サイクル固有の特性に合わせた運転ができ、よりCOPを高めた蒸気圧縮式冷凍機の運転ができるものにした。

【0072】これにより、制御温度-圧力特性が製品毎に変るものであり、さらには非線型のものであっても、外部からの指令により制御温度-圧力特性は、COPを大きくするものに変更でき、製品によってはバラツキのある圧縮機の固有特性に合わせた、蒸気圧縮式冷凍機のCO₂サイクルの運転をすることができ、製品固有の特性に左右されずCOPを大きくした運転が可能になり、より一層COPを高めた蒸気圧縮式冷凍機にできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の圧力制御弁の圧力制御による制御温度-圧力特性において、ガスクーラ出口温度に対して最適圧力が存在する実験的事実を示す図、

【図2】本発明の実施の第1形態としての圧力制御弁としての高圧制御弁の断面構造を示す図、

【図3】図2に示す感温筒内圧力と感温筒温度を示す図、

【図4】図3に示す高圧制御弁を設けたCO₂サイクルにおける制御温度-圧力特性を示すモリエル線図、

【図5】図に示す高圧制御弁の制御温度-圧力特性とCO₂の飽和蒸気特性との関係を示す図、

【図6】本発明の実施の第2形態の圧力制御弁としての、デマンド式高圧制御弁の断面構造を示す図で、図6(a)は全体断面図、図6(b)は図6(a)に示す矢視A-Aにおける平面図、

【図7】従来のCO₂サイクルの構成を示すブロック図、

【図8】図7に示すCO₂サイクルにおけるCO₂モリエル線図、

【図9】インタクーラを設けてないCO₂サイクルにおいて提案されている従来の圧力制御弁を示す図である。

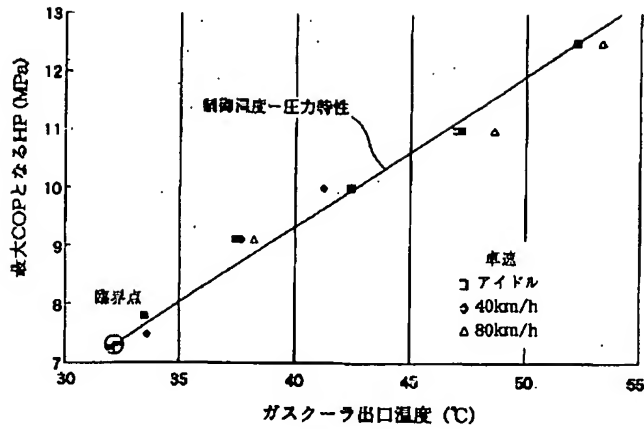
【符号の説明】

10	圧力制御弁
11	圧縮機
12	ガスクーラ
13	高圧制御弁
14	膨張弁
15	蒸発器
16	インタクーラ
17	ガスクーラ出口配管
18	自動制御弁機構
19	弁カバー
20	ダイアフラム
21	密閉空間
22	弁口
23	ハウジング
24	隔壁部
25	連通路
26	弁体
27	弁部
28	スプリング
50	高圧制御弁
50a	ボディ
51	弁体
52	スプリング
53	ベローズ
54	ダイアフラム
55	活性炭
56	感温筒
57	キャピラリチューブ
58	アッパキャップ
59	リテーナ
60	均圧穴
61	デマンド式高圧制御弁
62	ボディ
63	調整リング
64	雌ネジ
65	ウォーム歯車
66	セットスクリュー
67	回り止め
68	ステッピングモータ
69	ステータ
70	ロータ
71	軸受
72	ウォームギヤ
A	ダイアフラム
a	ベローズ有効受圧面
S ₁	温度-圧力変換機構密閉空間
S ₂	圧力-力変換機構空間
d	弁開度
G	活性炭封入量
V	空間S ₁ と感温筒との総容積

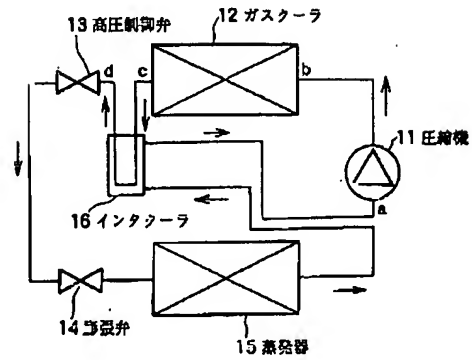
S エントロピー
 ρ CO₂ 密度

T CO₂ 温度
 x 乾き度

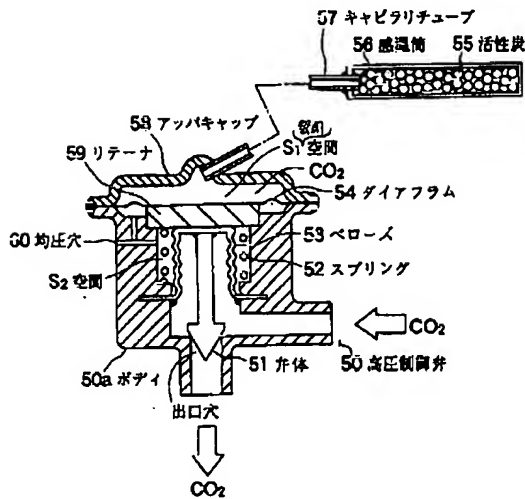
【図1】



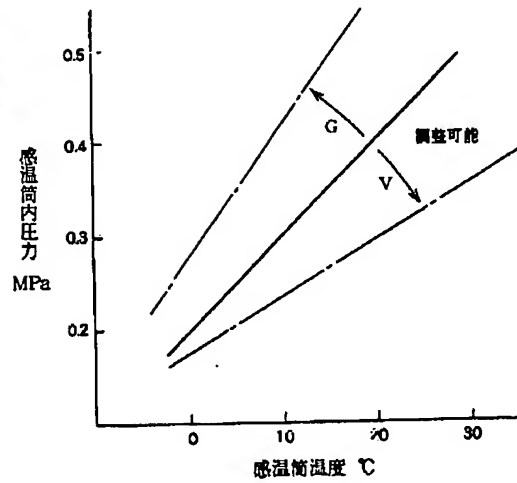
【図7】



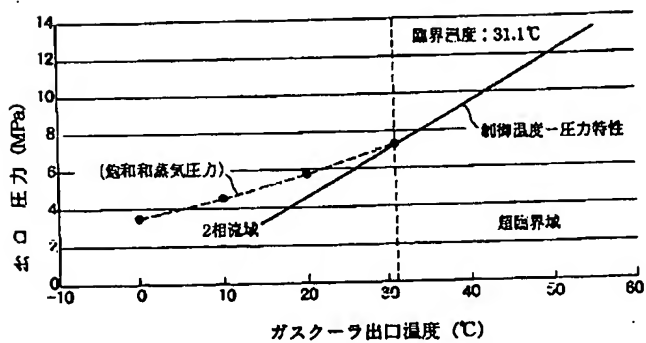
【図2】



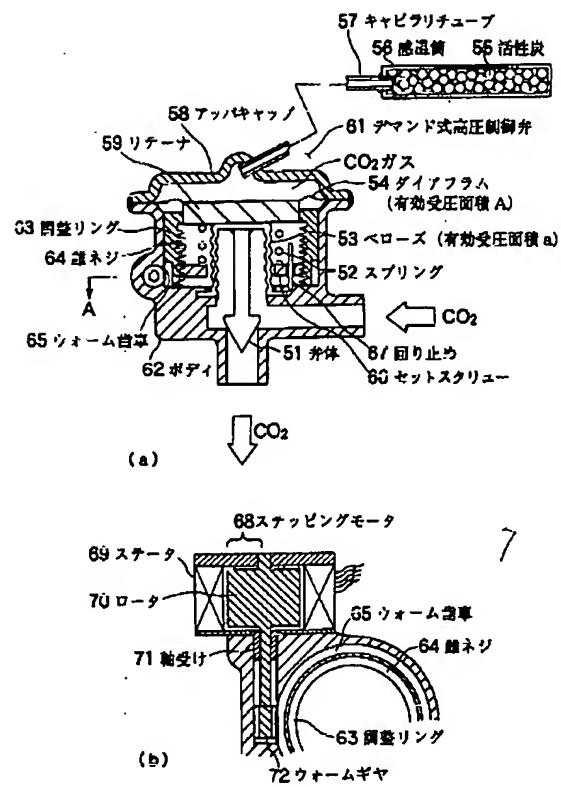
【図3】



【図5】







【図8】

